

독립형 B타입 LNG 연료 탱크의 열-구조 연성해석 및 피로 해석에 관한 연구

김태욱¹·김종민¹·김종환¹·이정호¹·박성보²·이성만³·이제명^{1,†}
부산대학교 조선해양공학과¹
(주)현대중공업 선박연구소²
(주)NK 기술연구소³

A Study of Thermo-structural Analysis and Fatigue Analysis for Independent Type-B LNG Fuel Tank

Tae-Wook Kim¹·Jong-Min Kim¹·Jong-Hwan Kim¹·Jeong-Ho Lee¹·Seong-Bo Park²·Sung-Min Lee³·Jae-Myung Lee^{1,†}
Department of Naval Architecture and Ocean Engineering, Pusan National University¹
Maritime Research Institute, Hyundai Heavy Industries Co., Ltd.²
Institute of Technology, NK Co., Ltd.³

This is an Open-Access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution Non-Commercial License(<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

With the aim of reducing greenhouse gas emissions by 20 percent by 2020 and by 50 percent by 2050 from their 2005 level, International Maritime Organization (IMO) regulated the emissions of SOx and NOx by setting the emission control area in 2012. Since these environmental regulations have been reinforced, demands for the LNG fuel ships are expected to increase dramatically. Accordingly, the worldwide shipbuilding companies spur the development of the LNG fueled ships. Therefore, it is essential to carry out the research on the development of LNG fuel tank, which is one of the important components of the LNG fuel supply system. In this study, the deliberate finite element analysis of type-B LNG fuel tank for 10,000 TEU containership was carried out to evaluate structural safety and provide the process for analyzing stress levels and evaluating fatigue life of target structural. In particular, thermo-structural analysis and fatigue analysis were carried out using the databases on materials and structures of LNG fuel tank.

Keywords : LNG fuel tank(LNG 연료 탱크), Thermo-structural analysis(열-구조 연성 해석), Fatigue analysis(피로 해석), 10,000TEU container ship(10,000TEU급 컨테이너선)

1. 서론

세계적으로 기후변화에 따른 환경적 규제가 강화되고 있는 시점에서 국제해사기구(IMO; International Maritime Organization)는 2012년부터 배출가스 통제구역(ECA; Emission Control Area)을 설정하여 기존 선박연료인 중연료유(HFO; Heavy fuel oil)보다 황 함유량이 적은 청정연료인 LNG를 사용하도록 권장하고 있으며, 향후 온실가스 배출량을 2005년 기준으로 2020년까지 20%, 2050년까지 50% 감축을 목표로 하여 2013년 1월부터는 EEDI(Energy Efficiency Design Index) 규정을 준수한 선박만을 건조하고 운영되도록 규제를 강화하였다. 이러한 환경규제의 강

화와 국제유가의 상승에 따라 조선산업에서는 가스 연료의 경제성이 부각되면서 LNG 연료 추진선박의 개발에 힘을 기울이고 있는 실정이다. LNG 연료추진 장치를 선박에 적용할 경우 SOx 저감 문제를 해결할 수 있고, CO2 관련 EEDI 지수를 20%정도 줄일 수 있다 (Kim & Chun, 2014). 이러한 경제·산업적, 환경적 정책에 대응하기 위하여 LNG 연료 추진선박의 연료추진 장치를 구성하는 필수 요소인 LNG 연료탱크 개발에 관한 연구가 필수적으로 진행되어야 한다.

현재 LNG 연료 추진선에 적용되는 연료탱크는 IMO 독립형 type-A, type-B, type-C로 나뉜다. type-B의 경우에는 방형 탱크가 서포트부 위에 실리고 있어 경감 이중 방벽이 선창 하부에 설치되어 있다. 이 타입의 탱크 형상에는 종격벽이 있어 내부 액

량과 무관하게 슬로싱 하중에 강한 면을 보인다. type-A의 경우 type-B와 유사하지만 type-B는 부분 이차 방벽을 가지는 반면, type-A는 전체 탱크에 대해 완전한 이차 방벽을 가진다는 점이 다르다. 또한 이 두 타입 모두 탱크 외면이 상온 환경에 접하고 있기 때문에 사람이 용이하게 점검·보수를 실시할 수 있다는 등의 이점이 있다 (Tamura, et al., 2013). type-C의 경우 압력용기 (pressure vessel)의 개념으로 설계됨에 따라 BOG(Boil-Off-Gas)의 발생은 현저히 줄일 수 있지만, 공간 효율성이 떨어져 장거리 운항을 하는 대형선의 경우 적용이 어렵다고 보고되고 있다 (Kim, et al., 2012).

본 연구에서는 10,000TEU급 컨테이너 선박에 적용하기 위한 type-B 연료 탱크에 대해 정밀한 유한요소해석을 수행하였다. LNG 연료탱크의 재료 및 구조에 대한 데이터베이스를 기반으로 비선형 열-구조 연성해석, 피로수명 해석을 수행하였으며, 이를 통해 대상 구조의 구조적 건전성을 평가하고 응력수준 분석 및 피로수명 평가에 대한 절차를 제시하였다.

2. 대상 구조

2.1 대상 구조 제원

본 연구에서 해석에 이용한 대상 구조는 10,000TEU 급 컨테이너 선박에 적용되는 type-B 연료 탱크이다. 이 탱크의 제원은 Fig. 1과 같이 너비 21850 mm, 길이 34800 mm, 높이 17400 mm이다. 이 탱크는 기본적으로 1차 방벽은 LNG의 극저온 환경에서 뛰어난 성능을 보이는 SUS304L 강판으로 구성되어 있으며 1차 방벽을 둘러싸고 있는 단열 층의 경우 PUF(Poly Urethane Foam)이 단열부재로 이용되었다. 탱크 구조를 지탱하는 서포트와 안티 롤링 & 피칭 장치의 중간부의 경우 외부로부터 열 유입을 막기 위해 우드 블록이 배치되어 있다. 탱크를 구성하고 있는 각 재료들에 대한 물성은 -163°C의 극저온 환경에서 측정된 물성을 기반으로 하여 Table 1에 정리하였다. 또한, 재료가 극저온 환경에 걸쳐 있으므로 이에 따른 재료 비선형성을 고려하기 위해 -163°C의 LNG에 직접적으로 접촉하게 되는 재료인 스테인리스강의 경우 실제 상온 및 극저온 실험을 통해 얻어진 응력-변형 곡선을 적용하여 비선형 해석을 수행하였다 (Yoo, et al., 2011). 해석에서는 LNG의 충전 및 소모 과정과 이에 따른 탱크 외부 및 내부의 온도의 변화를 고려하지 않았다.

2.2 유한 요소 모델 및 메쉬

SUS304L 강판으로 이루어진 탱크 shell 및 내부 보강재의 경우 4 절점 판(shell) 요소를 적용하였으며 PUF와 목재의 경우 8 절점 솔리드(solid) 요소를 적용하였다. 일차 방벽 및 보강재의 경우는 250 mm 크기의 요소로 구성되어 있으며 서포트의 경우는 1/4 비율의 작은 요소로 구성되어 있다. 또한, Fig. 2와 같이 대칭조건을 적용하여 탱크의 반만 모델링하였다. 이는 원활하게

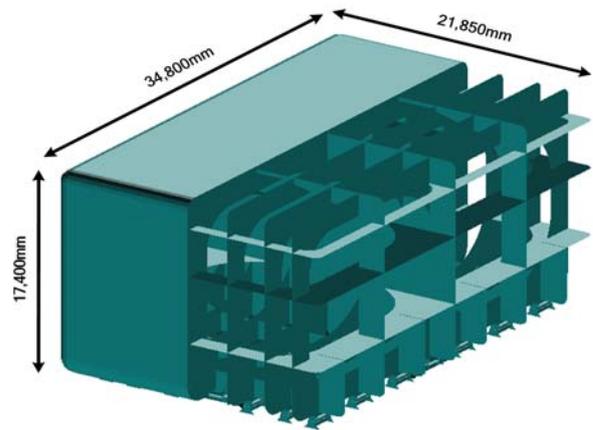


Fig. 1 Size of prismatic type-B LNG fuel tank for 10,000 TEU containership

Table 1 Mechanical properties of the materials

	SUS 304L	PUF	Wood
Poisson ratio	0.3	0.4	0.024
Elastic modulus (MPa)	$\times 193e^3$	191	10600
Density (Tonnage/mm ³)	$\times 810^{-9}$	$\times 310^{-11}$	$\times 1.210^{-10}$
Yield point (MPa)	340.6 (20°C) 556.3 (-163°C)	2.7	63
Thermal conductivity (W/mm ² ·°C)	$\times 1.410^{-5}$	$\times 2.510^{-8}$	$\times 410^{-8}$
Specific heat (J/Tonnage·°C)	$\times 510^5$	$\times 1.510^6$	$\times 1.610^6$
Thermal expansion coeff. (mm/mm·°C)	$\times 1.710^{-5}$	$\times 810^{-5}$	$\times 6.110^{-6}$

해석을 수행하기 위함으로써 요소 수가 일정 범위를 초과하게 되면 해석 수행에 기술적 한계가 발생하기 때문이다. 이에 따라 전체적인 요소 수를 일정 범위 내로 유지하면서 서로 다른 크기의 요소들이 절점을 공유할 수 있도록 Fig. 3과 같이 연결부의 요소들을 분할하는 작업(fine mesh)을 수행하였다. 모델의 요소 크기 및 수에 관한 정보는 Table 2에 정리하였다.

해석 대상인 type-B 연료 탱크의 이러한 유한 요소 모델링을 통하여 탱크에 작용하는 입력에 의해 탱크에 걸리는 응력특성을 정밀하게 해석할 수 있었다. 또한, 해석 대상 모델의 요소의 수를 최소화하여 시뮬레이션 해석결과의 정확도를 높임과 동시에 열-구조 연성 해석 및 피로 해석 시간을 단축시켰다. 유한 요소 모델링과 해석에는 상용 FEA 프로그램인 MSC. Patran/Nastran 2010과 내부 툴인 MSC. Fatigue를 사용하였다 (MSC Software, 2014a, 2014b, 2015).

Table 2 Information of elements and nodes

Item	Information
Element type	Quad type/Hexagonal type
Number of elements	343108
Number of nodes	572097

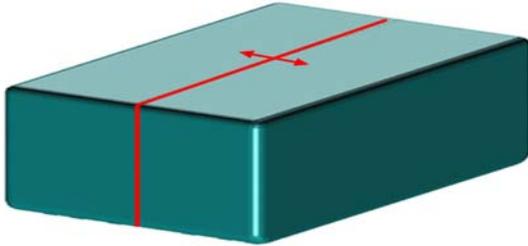


Fig. 2 Symmetry condition of FE model

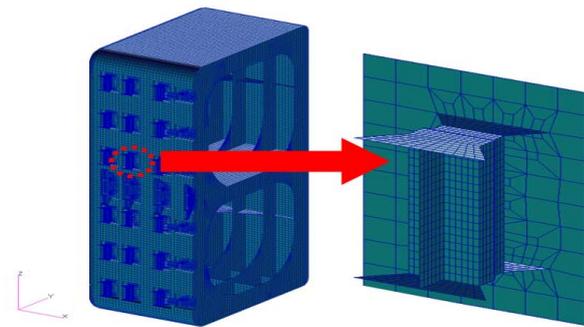


Fig. 3 Fine mesh between variable sized elements in support part

3. 구조 해석

3.1 하중 계산

본 연구의 대상인 type-B 연료 탱크의 비선형 열-구조 연성해석을 수행하는 데는 열 하중, 설계증기압, 외압, 내부 액체압이 적용된다. 이 중 열 하중을 제외한 나머지 입력들의 계산 방법은 IGC Code 370(93) 에서 제시하고 있다 (MSC, 2014). IGC Code에 따라 구조해석에 적용하기 위한 각각의 압력은 아래와 같이 도출하였다.

먼저, LNG는 부피를 최소화하기 위하여 -163도에서 액체상태로 저장되기 때문에 LNG연료탱크의 구조적 안전성을 평가할 때 유한요소 해석에 열적 효과가 반영되어야 한다 (Koyama, 2007).

이에 따라, 열 하중은 Table 1에 정리된 재료의 열적 물성을 적용하여 탱크 내부 LNG의 대류에 따른 열전달 해석을 수행하였다. 열하중 해석조건은 Fig. 4에 나타내었다. 만약 LNG가 탱크에 쿨다운 과정 없이 선적되면, 많은 양의 수축이 빠르게 발생하고

탱크 외벽의 균열을 포함한 많은 구조적인 문제들이 일어날 수 있다 (Hasan, et al., 2009). 이러한 이유로 LNG를 탱크에 적하시키기 전에 내부 탱크 온도는 -130도로 낮춰져야 한다. 이러한 쿨다운 과정을 반영하여 탱크의 온도에 의한 경계조건을 초기 탱크 내부온도 -130°C와 외부의 온도 15°C로 부여하였다. 이 경계조건을 고려하여 Fig. 4와 같이 탱크의 표면에서 발생하는 대류계수와 온도하중을 적용하였다. 여기서 탱크 내부 공기만 자연대류가 발생하는 것으로 가정하였으며 대류 해당 범위에 공기의 대류계수 $0.000005 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}$ 를 적용하였고, LNG의 충진률 90%에 해당하는 범위에 온도하중 -163°C를 적용하였다. 또한, 온도 조건만을 사용하여 탱크의 외부 영역들에 대한 열전달 특성은 무시하였으며 경계조건은 일정하다고 가정하였다. 이를 통해 도출된 온도구배에 따른 열 응력을 산출하였으며 구조해석에 적용하였다. 도출된 온도 구배와 열 응력은 아래 Figs. 5, 6와 같다.

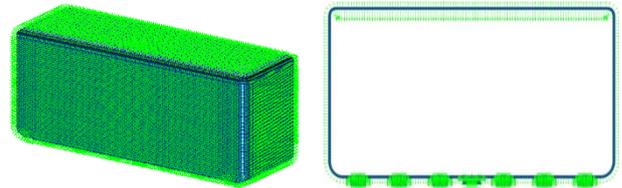


Fig. 4 Convection and Temperature with 90% filling ratio

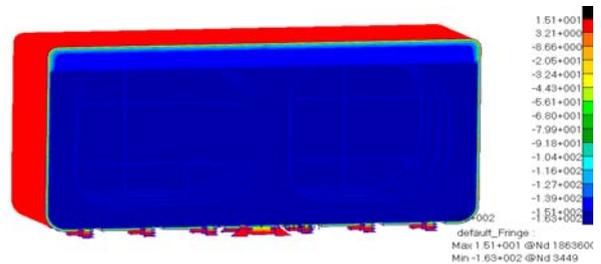


Fig. 5 Temperature distribution of LNG fuel tank with 90% filling ratio

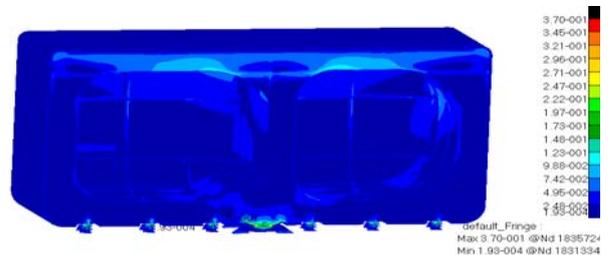


Fig. 6 Thermal stress distribution of LNG fuel tank with 90% filling ratio

독립형 type-B 연료 탱크의 경우 일반적으로 탱크가 주로 평면판에 의하여 구성될(중력탱크) 경우, 설계증기압은 0.07 MPa 미만으로 IGC Code에 명시되어 있으므로 0.07 MPa로 가정하였다.

외압(P_e)은 IGC Code에 제시된 아래 수식을 따라 계산하였으며 계산 결과는 Table 3에 나타내었다. P_1 은 0.025 MPa로 가정

하고, P_2 와 P_4 는 0 MPa로 가정하였다. P_3 의 경우에는 단열재 PUF의 무게, 탱크의 무게 및 다양한 장비의 무게를 고려하여 계산한 결과를 Table 4에 나타내었다.

$$P_e = P_1 + P_2 + P_3 + P_4 \quad (\text{MPa}) \quad (1)$$

여기서, 각 항들은 다음과 같다.

- P_1 = 진공 도출밸브의 설정압력(일반적으로 0.025MPa 이상),
- P_2 = 압력용기 또는 그 일부를 완전하게 폐위하는 구획의 도출밸브의 설정압력, 기타의 경우 $P_2=0$,
- P_3 = 방열재, 동판의 중량 및 기타 외압에 의한 동판의 압축력,
- P_4 = 압력용기 또는 일부 수두에 의한 외압, 기타의 경우 $P_4=0$

Table 3 The design external pressure

Component	P_1	P_2	P_3	P_4	P_e
Pressure (MPa)	0.025	0	0	0.00141	0.02641

Table 4 The detailed data of P_3

Part	Density (kg/m ³)	N (force)	Area (mm ²)	Pressure (MPa)
Insulation (Solid)	30	126332	$\times 3.10^9$	0.00003536
Fuel tank (Solid)	8,000	4009180	$\times 3.510^9$	0.00114804
Equip. (20% of Fuel tank)	-	-	-	0.00022961

마지막으로, 내부 액체압(P_{gd})은 선박의 운동에 의하여 화물 중력의 중심에 가속도가 가해진 결과 발생하는 것으로, 이는 중력과 동적 가속도를 합성하여 IGC Code에 제시된 다음 식에 따라 계산하였다.

$$P_{gd} \alpha_\beta Z_\beta \frac{\rho}{1.02 \times 10^5} = (\text{MPa}) \quad (2)$$

여기서, 각 항들은 다음과 같다.

- $\alpha_\beta \beta$ = 임의의 방향 (Fig. 8 참조)에 있어서 중력 및 동 하중에 의한 가속도의 무차원화 표시(즉, 중력가속도에 대한 비율)
- Z_β = 입력을 β 방향(Fig. 7 참조)으로 탱크 판에서 측정하여 정한 점에 대응하는 최대 액두(m)
- ρ = 설계온도에 있어서 화물의 최대 밀도(kg/m³)

여기서, β 의 방향은 P_{gd} 최대치(P_{gd})max로 되는 β 방향을 고려하여야 한다. 방향의 가속도를 고려할 필요가 있는 경우에는 Fig. 8에 표시한 타원 대신에 타원체를 사용하여야 한다.

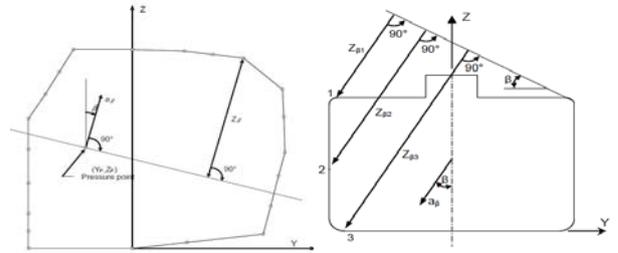


Fig. 7 Determination of internal pressure heads/liquid height (MSC, 2014)

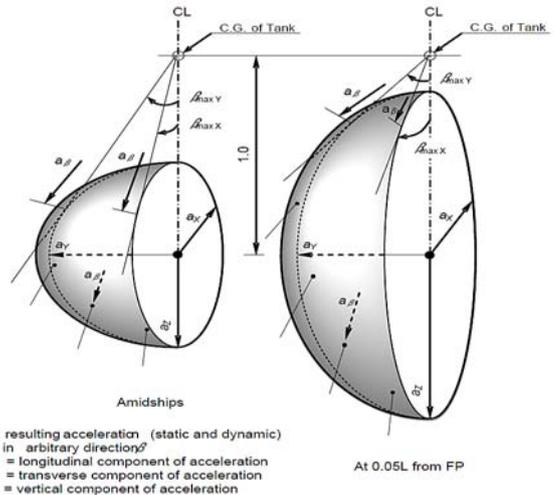


Fig. 8 Acceleration ellipsoid (MSC, 2014)

또한, 내부 액체압의 계산에 이용한 가속도 성분은 IGC Code에 명시된 아래 수식을 참고하여 계산하였으며 계산된 가속도 값은 아래 Table 6와 같다. 아래 식은 길이 50m를 넘는 선박의 선체 운동에 의한 수직, 수평, 길이방향의 가속도 성분의 지침이다. 본 연구의 대상 선박에 대한 정보는 Table 5에 나타내었다.

수직방향 가속도:

$$a_z = \pm a_0 \sqrt{1 + \left(5.3 - \frac{45}{L_0}\right)^2 \left(\frac{x}{L_0} + 0.05\right)^2 \left(\frac{0.6}{C_B}\right)^{1.5} + \left(\frac{0.6yK^{1.5}}{B}\right)^2} \quad (3)$$

수평방향 가속도:

$$a_y = \pm a_0 \sqrt{0.6 + 2.5 \left(\frac{x}{L_0} + 0.05\right)^2 + K \left(1 + 0.6K \frac{Z}{B}\right)^2} \quad (4)$$

길이방향 가속도:

$$a_x = \pm a_0 \sqrt{0.06 + A^2 - 0.25A} \quad (5)$$

여기서, 각 항들은 다음과 같다.

$$a_0 = 0.2 \frac{V}{\sqrt{L_0}} + \frac{34 - \left(\frac{600}{L_0}\right)}{L_0}$$

L_0 = 선박의 길이 (m)

C_B = 방형계수

B = 선박의 너비 (m)

x = 선박의 중앙으로부터 선박의 길이방향에 있어서 적재물을 포함한 탱크의 중심위치까지의 거리(m), x 는 선박의 중앙으로부터 선수방향을 양(+), 선미방향을 음(-)으로 표시한다.

y = 선박의 중앙으로부터 선박의 폭 방향에 있어서 적재물을 포함한 탱크의 중심위치까지의 거리(m)

z = 선박의 실제의 흘수선으로부터 적재 탱크 중심까지의 수직 거리(m), 는 흘수선상으로부터 상을 양(+), 하를 음(-)으로 표시한다.

V = 선박의 항해속도 (knots)

K = 일반적으로 1.0으로하나 특수한 적하 상태 및 선형을 가질 경우에는 다음 식에 따른다.

$K = 13GM/BK \geq 1$ 다만, 으로 한다.

GM = 선체 중심으로부터 횡 메타센터까지의 수직거리 (m)

$$A \left(0.7 - \frac{L_0}{1200} + 5 \frac{z}{L_0} \right) \left(\frac{0.6}{C_B} \right)$$

a_x, a_y 및 a_z = 각 방향의 최대 무차원 가속도(즉 중력의 가

속도와외의 비율)로써 계산할 경우에는 각각 별개로 작용하는 것으로 생각한다. a_x 는 정 하중을 포함하지 아니하고 a_y 는 롤링에 의한 횡 방향의 정 하중 성분을 포함하고 a_z 는 피칭에 의한 선박 길이방향의 정 하중 성분을 포함하는 것으로 한다.

Table 5 Specification of the target ship

L (m)	C_B	B (m)	x (m)	y (m)	z (m)	V (knot)	K
366	0.65	48	-101	0	0.5	23	1

Table 6 Calculated results of the accelerations

Vertical acceleration, (a_z)	Transverse acceleration, (a_y)	Longitudinal acceleration, (a_x)
0.491G	0.433G	0.106G

LNG 연료 탱크의 구조 강도를 평가하기 위해 IGC Code에 명시된 하중조건 계산 방법에 따라 탱크의 자중, 탱크 내부와 외부의 온도 구배에 따른 열 하중, 설계증기압, 외압, heeling condition(30°), 유체정수압, 선박의 가속도 운동에 대응하여 발생하는 압력을 고려한 하중조건 1~8번을 Table 7에 정리하였고, 각각에 해당하는 압력을 계산하였다. 계산한 압력($P_{total} = P_0 + P_{gd} - P_e$)을 FEA해석에 적용하였으며 계산 결과는 아래 Table 8과 같다.

Table 7 Loading conditions of the structural analysis

Loads		Loading conditions								
		Normal operating condition			30° Heeled condition			Collision		
		Acc. Verti	Acc. Trans	Acc. Longi	Acc. Verti	Acc. Trans	Acc. Longi	Fore (+0.5G)	Rear (-0.25G)	
		LC.01	LC.02	LC.03	LC.04	LC.05	LC.06	LC.07	LC.08	
LNG Temp. (-163°C)		✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	
Self-Weight (Gravity 1.0G)		✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	
External Pressure " P_e "		✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	
Vapor Pressure " P_0 "		✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	
Heeling (30°)		-	-	-	✓	✓	✓	-	-	
Internal Liquid Pressure " P_{gd} "	Liquid Static Pressure " P_s "	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	
	Dynamic Pressure " P_d "	Acc. Verti	✓	-	-	✓	-	-	-	-
		Acc. Trans	-	✓	-	-	✓	-	-	-
		Acc. Longi	-	-	✓	-	-	✓	-	-
		+X 0.5G	-	-	-	-	-	-	✓	-
-X 0.25G	-	-	-	-	-	-	-	✓		

Table 8 Results of the loading calculation

Load Cases	External Pressure (MPa)	Vapor Pressure (MPa)	Internal Pressure (MPa)	Total Pressure for FEA (MPa)
LC.01	0.02641	0.07	0.14785	0.19143
LC.02			0.13093	0.17452
LC.03			0.12716	0.17074
LC.04			0.09362	0.13721
LC.05			0.07036	0.11395
LC.06			0.06358	0.10716
LC.07			0.18030	0.22389
LC.08			0.14505	0.18864

3.2 허용 응력

본 연구의 대상인 type-B 연료 탱크의 구조해석 결과에 대한 허용응력 계산을 위한 수식은 IGC Code 370(93)에서 아래와 같이 제시하고 있다. 아래의 수식에 따라 탱크 구성 재료에 대한 허용응력은 아래와 같이 도출하였다.

$$\begin{aligned} \sigma_m + \sigma_b + \sigma_g &\leq 3.0F \\ \sigma_L + \sigma_b + \sigma_g &\leq 3.0F \end{aligned} \quad (6)$$

여기서, 각 항들은 다음과 같다.

σ_m = 등가 1차 일반 막응력

σ_L = 등가 1차 국부 막응력

σ_b = 등가 1차 굽힘 응력

σ_g = 등가 2차 응력

$f = R_m/A$ 또는 R_e/B 중 작은 것

$F = R_m/C$ 또는 R_e/D 중 작은 것

R_e = 상온에 있어서 규격 최소 항복응력(N/mm^2)

R_m = 상온에 있어서 규격 최소 인장강도(N/mm^2)

A, B, C, D의 값은 Table 9에 표시하는 최소값 이상이어야 한다.

Table 9 Values for determining the allowable stress according to the Austenitic steel

Factor	Austenitic steel
A	3.5
B	1.6
C	3
D	1.5

탱크와 서포트 구조를 구성하고 있는 SUS304L의 최소 인장강도는 480 MPa, 최소 항복응력은 170 MPa이다. 오스테나이트계 스테인리스 강의 경우 IGC Code에 제시된 Table 9에 따라 계수 C, D를 이용하여 계산한 결과에 따라, $R_m/C=160$ MPa, $R_e/D=113$ MPa 이므로 SUS304L의 허용응력 $3F=340$ MPa이다.

열 유입을 막기 위해 서포트와 안티 롤링 & 피칭 장치 중간 부에 배치되어 있는 우드 블록의 경우 본 연구에서의 해석결과 전 부 압축상태임을 확인하였다. 사용된 우드 블록의 압축강도는 250 MPa 이다. 이에 따라 허용응력은 250 MPa로 정하였다. 단 열 층의 재료인 폴리우레탄 폼의 경우 응력을 받는 구조부재가 아니므로 구조해석을 이용한 강도 평가 시 제외하였다.

3.3 하중 및 경계 조건

본 연구에서 구조해석을 수행하기 위해 모델에 적용한 하중은 IGC Code에 의해 계산한 압력($P_{total} = P_0 + P_{gd} - P_e$)이며, Fig. 9 과 같이 탱크 내부에서 외부로 나가는 방향으로 내압을 적용시켰다. 또한, 3장에서 수행한 열전달 해석을 통해 도출한 열 응력을 구조해석에 적용하였다.

해석에 적용한 경계조건은 Fig. 10와 같이 서포트와 2차 방벽 사이에 x, y축에 대한 변위를 고정하고, z축에 대해서는 free end 조건을 적용하였으며, 모든 축의 회전을 구속하였다. 추가로, 안티 롤링 & 피칭 장치와 2차 방벽 사이에도 동일한 조건을 적용하였다.

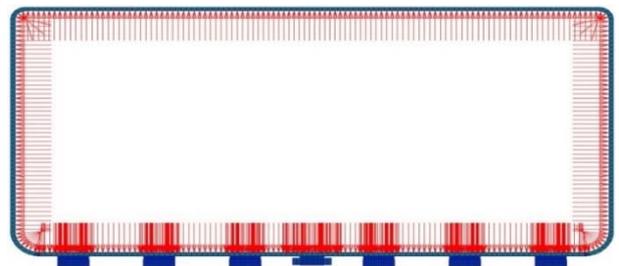


Fig. 9 Loading condition of FE model

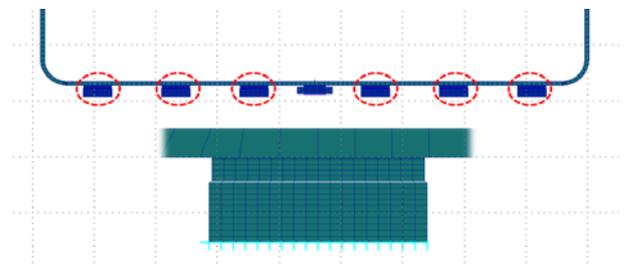


Fig. 10 Boundary condition of FE model

3.4 구조 해석 결과

열 유동 해석을 통해 도출한 열 하중과 IGC Code에 명시된 계산식을 이용하여 계산한 설계증기압, 외압, 내부 액체압을 적용

하여 구조해석을 수행하여 각 하중조건에 대한 등가 응력을 도출하였다. Figs. 11~14에 전체 LC.01~08 중 최대 응력이 나타나는 대표적 LC.07에 대한 FE 해석 결과를 보여주고 있다. 차례대로 탱크 구조, 안티 롤링 & 피칭 장치, 서포트 구조, 서포트 부의 우드 블록으로 구분하여 각각의 응력 컨투어를 보여주고 있다. 최대 응력은 307 MPa으로 1차 방벽의 plan의 조인트 부에서 나타났다. 이것은 이 위치에서의 복잡한 형상 때문에 응력 집중이 발생할 수 있다는 것을 보여준다. 또한, 나머지 하중조건의 구조해석 결과를 Table 10에 정리하였다. 이 값들은 탱크의 재료로 이용한 SUS304L에 대하여 IGC Code를 이용하여 계산한 허용응력 값인 340 MPa와 우드 블록의 허용응력 값인 250 MPa을 만족하며 모든 결과가 허용 가능한 범위 내에 있다는 것을 보여준다. 해석 결과, 열 하중의 영향은 비교적 적었다는 것을 알 수 있었고, 내부 정수압이 응력의 차이를 발생시키는 가장 중요한 인자라는 사실을 확인하였다.

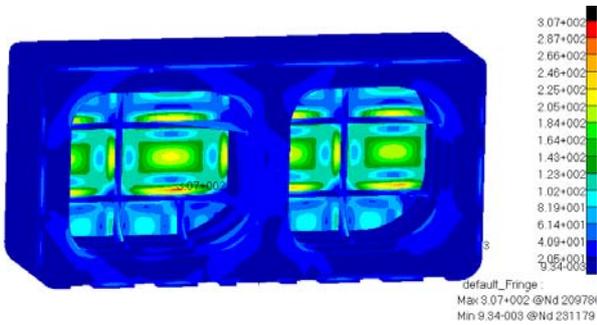


Fig. 11 Stress distribution of fuel tank structure in case of LC.07

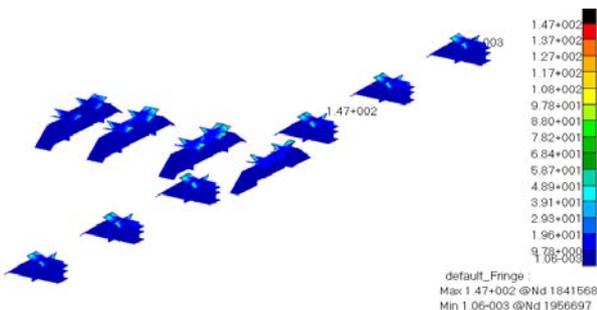


Fig. 12 Stress distribution of anti-rolling & pitching in case of LC.07

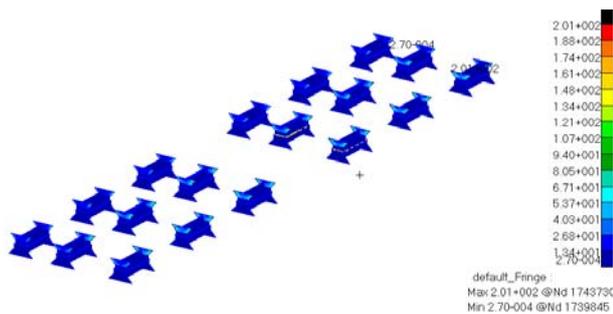


Fig. 13 Stress distribution of support structure in case of LC.07

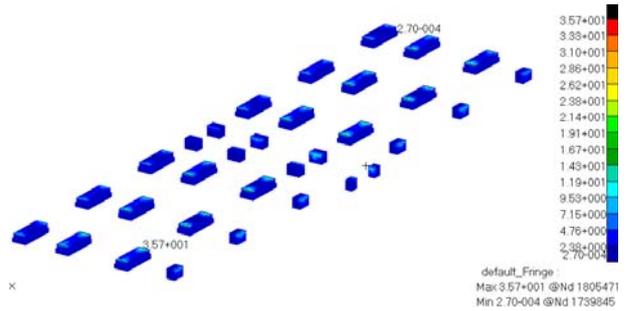


Fig. 14 Stress distribution of hard wood block in case of LC.07

Table 10 Structural analysis results according to each load case

		Max. von Mises stress (MPa)			
Component		Fuel tank structure	Anti-rolling & pitching	Support structure	Hard wood block
Material		SUS304L			Wood
Load Cases	LC.01	262	125	172	30
	LC.02	239	114	157	27
	LC.03	234	112	153	27
	LC.04	188	90	123	21
	LC.05	156	74	103	18
	LC.06	147	70	96	17
	LC.07	307	147	201	35
	LC.08	259	124	170	30
Allowable Stress		340			250
Remark		Safe			Safe

4. 피로 해석

4.1 누적손상률 계산

LNG 연료 탱크의 피로수명을 평가하기 위한 평가항목과 평가 기준은 IGC Code 370(93)와 IACS Recom. 56에서 제시하고 있다 (MSC, 2014; IACS, 1999). 본 연구에서는 피로 수명을 평가하기 위해 IGC Code에서 제시한 Miner's rule을 이용하여 fatigue damage를 계산하였으며, type-B 연료 탱크의 경우 평가 기준 $C_w < 0.5$ 를 만족하여야 한다고 IGC Code에 명시되어있다. 피로 하중의 누적손상률은 다음 식을 만족하여야 한다.

$$\sum \frac{n_i}{N_i} + \frac{n_{Loading}}{N_{Loading}} \leq C_w \quad (7)$$

여기서, 각 변수들은 다음과 같다.

- n_i = 선박의 일생에 있어서 각 응력수준에서의 반복횟수,
- N_i = S-N 곡선에 의한 각 응력 수준에서의 파괴까지의 반복횟수,
- $n_{Loading}$ = 선박의 수명 동안 선적과 하역의 사이클의 횟수로 일 반적으로 1000회 이하로 가정
- $N_{Loading}$ = 선적과 하역에 의한 피로하중으로 파괴에 이르기까지 의 반복횟수,
- C_w = 최대 허용 누적손상률

누적손상률의 계산을 위해, DNV 선급규정에 명시된 대로 운항 시 수직, 수평, 길이방향 가속도의 영향을 포함하는 내부 압력에 대하여 하중조건 01, 02, 03으로 정의하고, 이 하중조건들의 각 각의 응력 범위는 탱크내의 LNG가 90% 충전 상태일 때 가속도의 영향을 포함한 상태(B)와 포함하지 않은 상태(A)에 대응하여 발생하는 응력의 차이로 정의하였으며 대략적인 경향을 파악하기 위하여 IACS Recom. 56에 명시된 $10^{-3} \sim 10^{-5}$ 의 확률을 고려 하여 이 중 임의로 중간값인 10^{-4} 확률에 대한 시간 이력을 Fig. 15의 형태로 각 하중조건들의 유한 요소 해석에 적용하였다 (DNV, 2013; IACS, 1999). 또한 선적과 하역에 의한 누적손상률 계산에 대해 번커링 조건으로 정의하고 이 하중조건의 응력 범위는 탱크내의 LNG가 90% 충전 상태일 때 가속도의 영향을 포함하지 않은 상태(D)와 자중만이 고려된 상태(C)의 응력의 차이로 정의 하였으며 IGC Code에 명시된 선박의 운항 20년 동안 1000회의 선적과 하역의 사이클의 횟수를 고려하여 Fig. 16 형태의 시간 이력을 해석에 적용하였다. 여기서, 각 응력수준에서의 파괴까지 의 반복횟수 N_i 와 선적과 하역에 의한 피로하중으로 파괴에 이 르기까지의 반복횟수 $N_{Loading}$ 는 수직, 수평, 길이방향 가속도의 영향을 포함하는 내부 압력에 대한 하중조건 01, 02, 03에 대해 구조해석을 수행하여 도출된 응력을 적용하여 내부 툴인 MSC. Fatigue를 통해 얻은 수명 주기이며, 이를 사용하여 누적손상률 을 계산하였고, 이 두 가지 하중조건에 대한 해석결과의 합을 이 용하여 피로 수명을 평가하였다. 여기서 반복 횟수의 계산을 위 해 사용된 S-N곡선은 실제 극저온 환경에서 스테인리스 강의 피 로시험을 수행하여 얻어진 것을 적용하였으며, 이를 Fig. 17에 나타내었다.

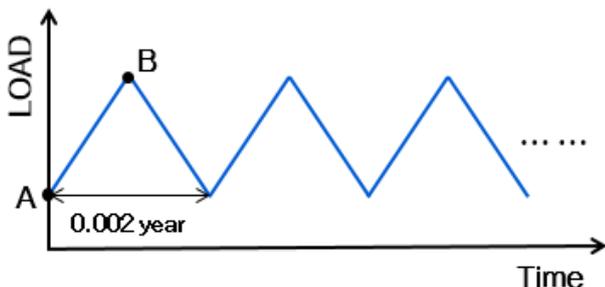


Fig. 15 Time-history for LC.01~03

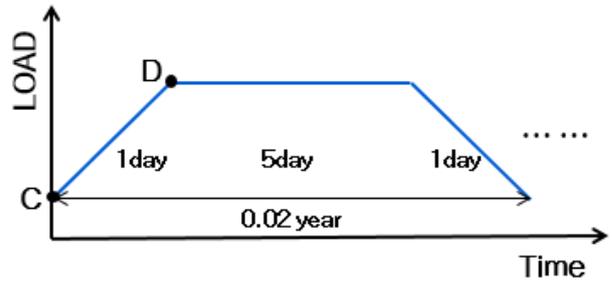


Fig. 16 Time-history for LC.Bunkering

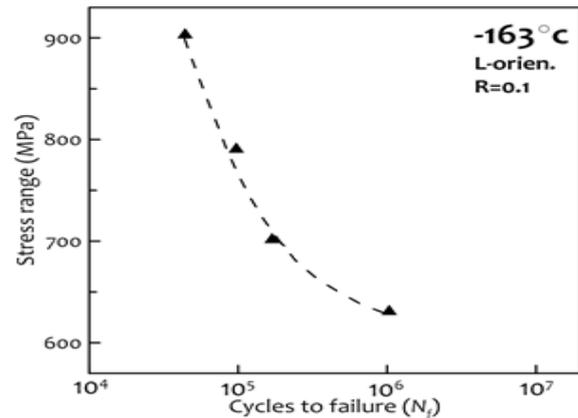


Fig. 17 S-N Curve for 304 stainless steel under the cryogenic condition

4.2 피로 해석 결과

본 연구에서 제시한 해석모델인 독립형 type-B 연료 탱크에 대하여 수행한 피로수명 해석 결과, Figs. 18~20은 각각 운항 시 수직, 수평, 길이방향 가속도의 영향을 포함하는 내부 압력에 대한 하중조건 01,02,03의 피로 해석을 통해 얻은 수명 주기이고 Fig. 21은 번커링 조건에 대한 피로 해석을 통해 얻은 수명 주기를 나타내며, 각각의 하중조건에 대한 cycle과 계산된 fatigue damage를 Table 11에 정리하였다.

피로수명 해석 결과에 의하면 최대 fatigue damage는 LC.01 과 번커링 조건의 합인 0.3215이다. 이 값은 IGC Code에서 제시 한 평가 기준 $C_w < 0.5$ 를 만족하는 것으로 나타났기 때문에 본 연구의 대상 type-B 연료 탱크가 피로파괴에 대해 강도 안전성을 확보하고 있다는 것을 알 수 있다.

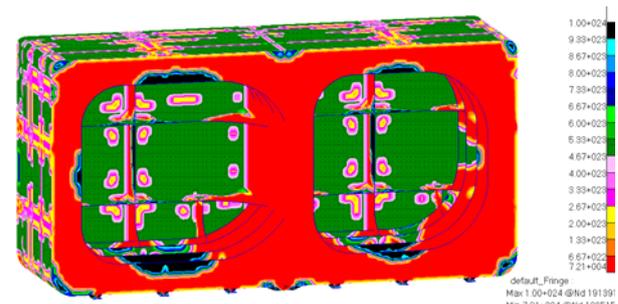


Fig. 18 Estimated fatigue life under LC.01

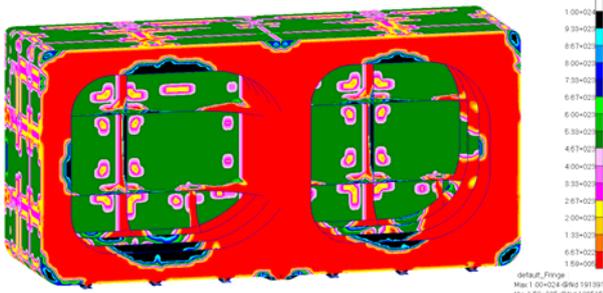


Fig. 19 Estimated fatigue life under LC.02

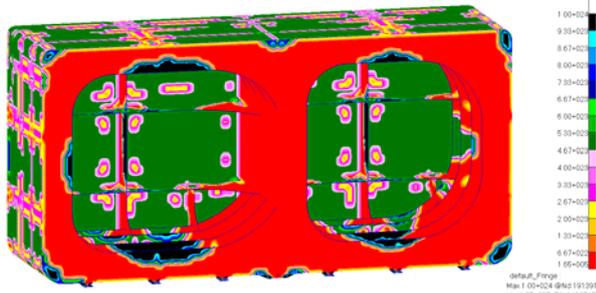


Fig. 20 Estimated fatigue life under LC.03

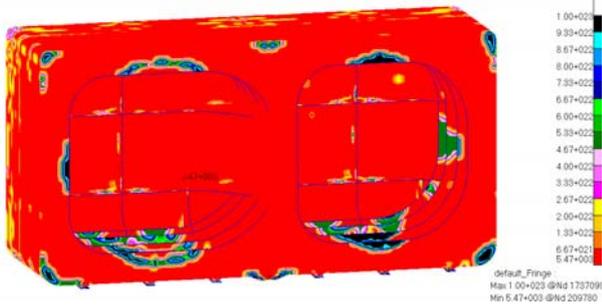


Fig. 21 Estimated fatigue life under LC.Bunkering

Table 11 Results of the loading calculation

Load Cases	Stress range (MPa)	N_i ($N_{Loading}$)	n_i ($n_{Loading}$)	Fatigue damage
LC.01	85	72,100	10,000	0.1387
LC.02	62	159,000	10,000	0.0629
LC.03	57	165,000	10,000	0.0606
Bunkering	140.8	5,470	1,000	0.1828

5. 결론

본 연구에서 제시한 독립형 type-B 연료 탱크 해석모델에 대하여 수행한 열-구조 연성해석 및 피로해석 결과, IGC Code 370(93)을 기준으로 안전성 평가기준을 만족하는 것으로 해석되었다.

본 연구의 대상인 type-B LNG 연료 탱크에 대해 열 유동 해석

을 통해 도출한 열 하중과 IGC Code에 명시된 계산식을 이용하여 계산한 설계증기압, 외압, 내부 액체압을 적용하여 구조해석을 수행하여 각 하중조건에 대한 등가 응력을 도출하였다.

구조해석 결과에 의하면 최대 응력은 LC.07의 307 MPa으로 1차 방벽의 plan의 조인트 부에서 나타났다. 이것은 이 위치에서의 복잡한 형상 때문에 응력 집중이 발생할 수 있다는 것을 보여준다. 또한 모든 결과가 허용응력 값을 만족하며 허용 가능한 범위 내에 있다는 것을 확인하였다. 해석을 통해 열 하중의 영향은 비교적 적었다는 것을 알 수 있었고, 내부 정수압이 응력의 차이를 발생시키는 가장 중요한 인자라는 사실을 확인하였다.

본 연구에서는 피로 수명을 평가하기 위해 IGC Code에서 제시한 Miner's rule을 이용하여 fatigue damage를 계산하였다. DNV 선급규정에 명시된 대로 운항 시 수직, 수평, 길이방향 가속도의 영향을 포함하는 내부 압력과 선적과 하역에 의한 누적손상을 계산하기 위하여 유한 요소 해석을 수행하였다.

피로수명 해석 결과에 의하면 최대 fatigue damage는 LC.01과 벙커링 조건의 합인 0.3215이다. 이 값은 IGC Code에서 제시한 평가 기준 $C_w < 0.5$ 를 만족하는 것으로 나타났기 때문에 본 type-B 탱크가 강도 안전성을 확보하고 있다는 것을 알 수 있다.

이론적으로 수치해석의 신뢰성이 우수하긴 하지만 실제 연료 탱크의 운용환경인 극저온에서 구조에 영향을 줄 수 있는 변수들이 많기 때문에, 본 연구와 같은 FEM 해석결과를 바탕으로 설계 하되 반드시 실험적인 연구를 거쳐 강도안전성을 확보하는 것이 중요하다.

후 기

이 논문은 2015년도 정부(미래창조과학부)의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 연구임(No. 2015R1A2A1A15052688).

이 논문은 2013년도 정부(미래창조과학부)의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 연구임(No. 2011-0030013).

References

- Det Norske Veritas(DNV), 2013. *Strength Analysis of Liquefied Gas Carriers with Independent Type B Prismatic Tanks, Classification notes No. 31.12*. DNV: Høvik.
- Hasan, M.M.F. Zheng, A.M. & Karimi, I.A., 2009. Minimizing Boil-off Losses in Liquefied Natural Gas Transportation. *Industrial and Engineering Chemistry Research*, 48(21), pp.9571-9580.
- International Association of Classification Societies(IACS), 1999. *Fatigue Assessment of Ship Structures, IACS Recommendation No. 56*. IACS: London.

Kim, J.H. & Chun, K.W., 2014. *Technical Trends of LNG Fuelled Ship and Bunkering, Korea Evaluation Institute of Industrial Technology PD Issue Report October 2014*. Daegu: Korea Evaluation Institute of Industrial Technology.

Kim, T.W. Suh, Y.S. Jang, K.B. Chun, M.S. Lee, K.D. & Cha, K.H., 2012. A Study and Design on Tank Container for Fuel Tank of LNG Fueled Ship. *Journal of the Society of Naval Architects of Korea*, 49(6), pp.504–511.

Koyama, K., 2007. *Systems Modeling and Simulation*. Springer: Berlin.

Maritime Safety Committee(MSC), 2014. *Amendments to the international code for the construction and equipment of ships carrying liquefied gases in bulk (IGC Code), Resolution MSC.370(93)*. International Maritime Organization: London.

MSC Software, 2014a. *Interface to MSC. Nastran Preference Guide Volume 1: Structural Analysis, MSC. Patran (2014)*. MSC.Software: California.

MSC Software, 2014b. *Interface to MSC. Nastran Preference Guide Volume 2: Thermal Analysis, MSC. Patran (2014)*. MSC.Software: California.

MSC Software, 2015. *MSC. Fatigue 2014.1 User's Guide, MSC. Patran (2014.1)*. MSC.Software: California.

Tamura, H. Ishida, T. Otsuka, H. & Miyazaki, S., 2013. New LPG Carrier Adopting Highly Reliable Cargo Tank –IMO Tank Type B–. *Mitsubishi Heavy Industries Technical Review*, 50(2), pp.12–17.

Yoo, S.W. Lee, C.S. Park, W.S. Kim, M.H. & Lee, J.M., 2011. Temperature and Strain Rate Dependent Constitutive Model of TRIP Steels for Low-Temperature Applications. *Computational Materials Science*, 50, pp.2014–2027.

